

УДК 62-643;536.462;544.332.3

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА СЖИГАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В ГОРЕЛОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ С ПОДАЧЕЙ СТРУИ ПЕРЕГРЕТОГО ВОДЯНОГО ПАРА

С. В. Алексеенко^{1,2}, И. С. Ануфриев¹, М. С. Вигриянов¹, Е. П. Копьев¹,
О. В. Шарыпов^{1,2}

¹Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, 630090 Новосибирск, sharypov@itp.nsc.ru

²Новосибирский государственный университет, 630090 Новосибирск

Экспериментально исследованы основные характеристики сжигания дизельного топлива в оригинальном автономном горелочном устройстве с подачей струи перегретого водяного пара в зону горения. Получены данные о распределении температуры в факеле, проведены калориметрические измерения тепловыделения и газовый анализ состава продуктов сгорания. Сопоставлены экологические показатели при сжигании топлива в режимах с подачей в зону горения паровой струи и с подачей воздушной струи. Показано, что в режиме с паровой газификацией обеспечиваются высокие интенсивность и полнота сгорания топлива, существенно улучшаются экологические показатели.

Ключевые слова: горелочное устройство, жидкое топливо, паровая струя, температура факела, состав продуктов, калориметрические измерения.

DOI 10.15372/FGV20160305

На предприятиях теплоэнергетики и других отраслей накоплен большой объем жидких углеводородных отходов (отработанные масла и смазочные жидкости, некондиционные остатки топлива, отходы нефтепереработки и др.), которые не находят в настоящее время широкого практического применения и представляют значительную опасность техногенного загрязнения окружающей среды. Широкому использованию подобных углеводородов для замещения качественных видов органического топлива препятствует несоответствие существующих технологий экологическим требованиям, их недостаточная энергоэффективность, проблемы, связанные с воспламенением топлива, коксованием поверхностей и др. В связи с этим представляют интерес поиск и научное обоснование новых способов сжигания некондицион-

ных жидких углеводородов.

Предварительные исследования, проведенные в ИТ СО РАН на оригинальных горелочных устройствах мощностью $10 \div 50$ кВт [1–6], показали, что при подаче в зону горения струи перегретого водяного пара горение жидких углеводородов резко интенсифицируется, обеспечивается устойчивое воспламенение при высоком расходе топлива. В процессе газификации образуются такие промежуточные компоненты, как CO, H₂, OH. Сажа в продуктах сгорания практически отсутствует. Такой способ сжигания [3] может оказаться перспективным для утилизации низкокачественных жидких углеводородных топлив и горючих производственных отходов с получением тепловой энергии.

В данной работе исследовано сгорание жидкого углеводородного топлива в новой лабораторной модели автономного горелочного устройства с подачей струи перегретого водяного пара в зону горения. Основной целью являлось получение экспериментальных данных о распределении температуры во внешнем факеле горелочного устройства, о тепловыделении и составе продуктов сгорания. Эти сведения важны как для научного обоснования перспективного способа утилизации жидких угле-

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проекты № 14-08-00177-а, 15-38-20558-мол_а_вед, 15-58-04032-Бел_мол_а), гранта «Энергия молодости-2014» НП «Глобальная энергия», стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам (СП-1410.2015.1), программы Президиума РАН «Фундаментальные исследования процессов горения и взрыва».

© Алексеенко С. В., Ануфриев И. С., Вигриянов М. С., Копьев Е. П., Шарыпов О. В., 2016.

водородов, так и для разработки и верификации физико-математической модели исследуемого процесса горения [6].

Хотя процессы газификации углеводородов (в том числе паровой) достаточно известны [7–10], тем не менее обоснование эффективных методов управления процессом горения жидких органических топлив (и производственных отходов) с целью обеспечения устойчивого эффективного сгорания при соблюдении экологических норм является сложной и актуальной научной задачей. Основное внимание зарубежных исследователей в последние годы направлено на изучение процессов газификации и сжигания таких углеводородов, как биотопливо и сланцевое топливо [11, 12]. В качестве окислителей применяются кислород, воздух, водяной пар, углекислый газ или их смеси. Получаемый при этом синтез-газ (при паровой газификации — водяной газ) используется в том числе для технологических целей как конечный продукт [13, 14].

Для исследуемого в данной работе способа сжигания характерно то, что испаряющиеся компоненты топлива воспламеняются вначале в условиях недостатка окислителя (кислород воздуха) и промежуточные продукты содержат большое количество сажи (рис. 1). Подача в зону горения струи перегретого водяного пара приводит к газификации продуктов термического разложения и неполного сгорания топлива, интенсификации реакции и выгоранию уг-

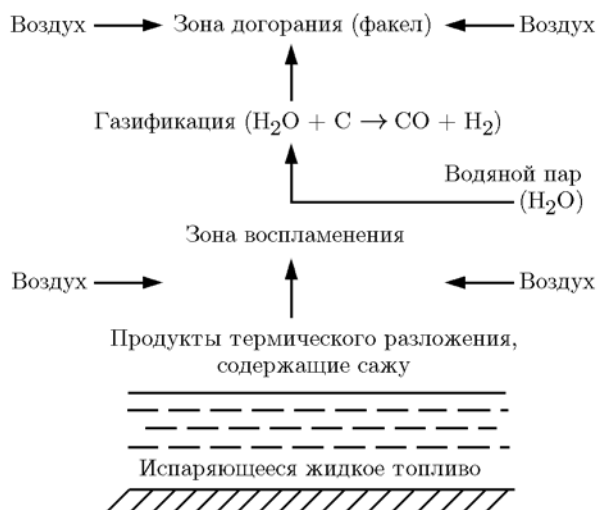


Рис. 1. Схема процесса горения жидкого топлива в горелочном устройстве с подачей водяного пара

лерода. Образующийся синтез-газ (CO и H_2) догорает в факеле, смешиваясь с кислородом из атмосферы.

Эксперименты проводили на огневом стенде, оснащённом системами измерения скорости потока и температуры, а также газоаналитическим оборудованием и проточным калориметром. Использовалось оригинальное горелочное устройство (рис. 2), внешний диаметр 170 мм, высота 210 мм, диаметр выходного канала (камеры газогенерации) 36 мм, диаметр выходных отверстий паровых форсунок 0.5 мм. Все элементы изготовлены из стали марки 12X18H10T. Объем заполняемого дистиллированной водой бачка-испарителя составляет 1 л, что обеспечивает автономную работу горелочного устройства в течение 2 ч. Предусмотрена возможность принудительной подачи воздуха через бачок-испаритель вместо перегретого водяного пара.

Стабильный расход топлива задается топливной форсункой и насосом, топливо поступает в топку горелочного устройства через топливопровод и топливopриемник, где оно испаряется. Подача воздуха в горелку — естественная, через отверстия в корпусе горелочного устройства. За счет тепловыделения реакции происходят нагрев и испарение воды в бачке-испарителе, а также перегрев пара, поступающего через форсунки в зону горения и имеющего на выходе из форсунок температуру около ≈ 500 °C. В стационарном режиме давление в бачке-испарителе около 5 атм.

Без подачи паровой струи (или воздушной струи) в горелочном устройстве формируется сажистое пламя, характерное для углеводородных топлив. Подача струи перегретого водяного пара приводит к резкому изменению режима горения. На выходе из горелочного устройства образуется яркий короткий факел (см. рис. 2), повышается температура факела, изменяется состав продуктов сгорания (в частности, практически отсутствует сажа).

Температуру во внешнем факеле измеряли платинородий-платинородиевой термопарой типа В с диаметром проволоки 0.3 мм, тепловая инерция термопреобразователя не более 5 с. Термопара имела П-образную форму (длина термоэлектродов 0.7 м), рабочий спай располагался посередине горизонтального отрезка буквы П. Термоэлектроды были защищены газонепроницаемым керамическим чехлом OMEGA-TRA-116316 (Al_2O_3 99 %, до

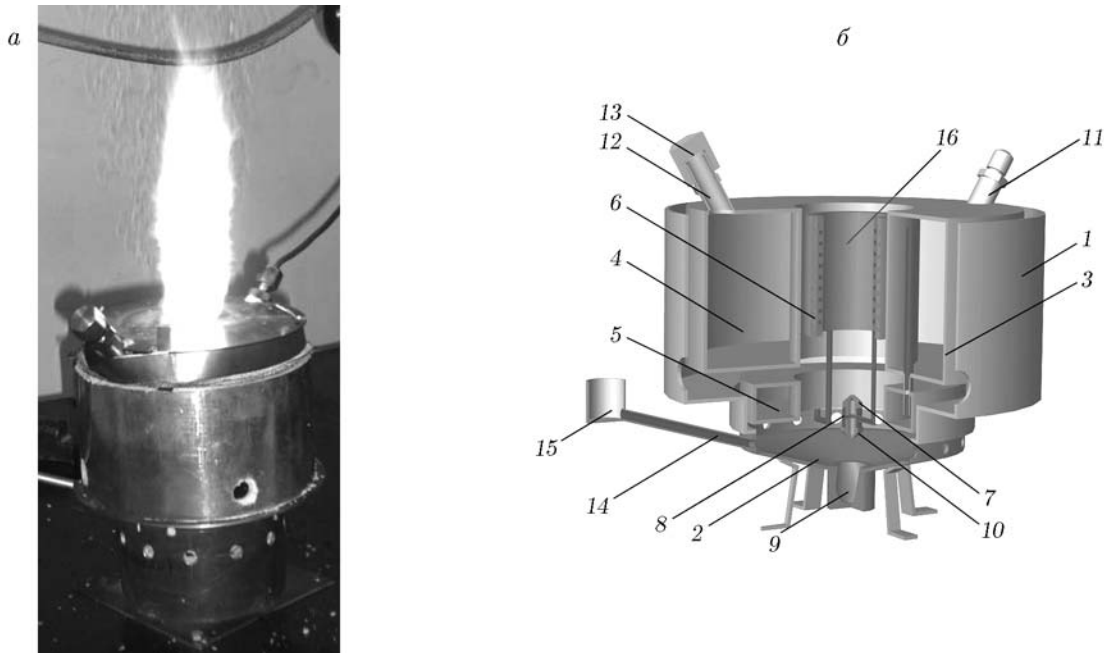


Рис. 2. Горение дизельного топлива в горелочном устройстве с подачей струи перегретого водяного пара (а). Схема горелочного устройства (б):

1 — цилиндрический корпус, 2 — топка, 3 — встроенный парогенератор, 4 — бакоч-испаритель, 5 — паросепаратор, 6 — пароперегреватель, 7 — верхняя паровая форсунка, 8 — держатель, 9 — форкамера, 10 — нижняя паровая форсунка, 11 — штуцер для присоединения манометра, 12 — заливная горловина, 13 — пробка горловины, 14 — топливопровод, 15 — топливopриемник, 16 — камера газогенерации

1900 °С) диаметром 5 мм. Измерения проводились вдоль вертикальной оси горелки при установившемся режиме работы горелочного устройства. Рабочий спай термopары перемещался при помощи автоматизированного координатно-перемещающего устройства (пространственный шаг 5 мм, время измерения в точке не менее 10 с, время задержки перед измерениями в точке 7 с).

На рис. 3 приведены характерные распределения средней температуры во внешнем факеле в режиме горения с подачей струи перегретого пара и в режиме с подачей воздушной струи (параметры приведены ниже). Среднеквадратическое отклонение температуры от осредненного по времени значения в точке не превышает 15 °С. Область с максимальной температурой ≈ 1500 °С в обоих режимах расположена на расстоянии около 100 мм от среза горелки (при этом продольный размер светящейся зоны 200 ÷ 220 мм). Ранее в [5] наблюдалось аналогичное немонотонное распределение температуры в факеле похожего горелочного устройства. Там же было отмечено, что вблизи основания внешнего факела изотермы

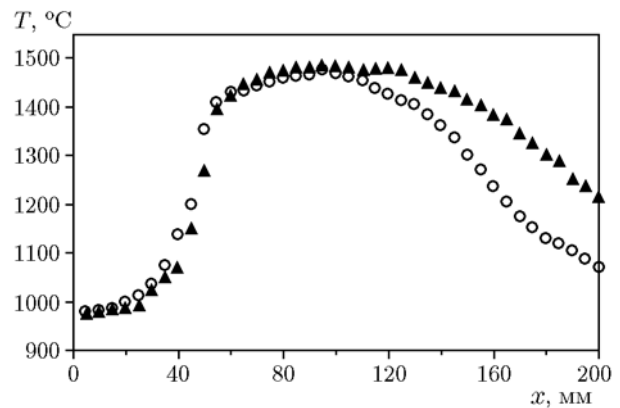


Рис. 3. Распределение средней во времени температуры во внешнем факеле вдоль вертикальной оси горелки:

▲ — режим с подачей струи пара, ○ — режим с подачей струи воздуха; x — расстояние от среза горелки

образуют конические поверхности, характерные для диффузионного режима горения. Это свидетельствует о том, что поток, выходящий из горелочного устройства, содержит горючие компоненты, находящиеся в избытке и воспла-

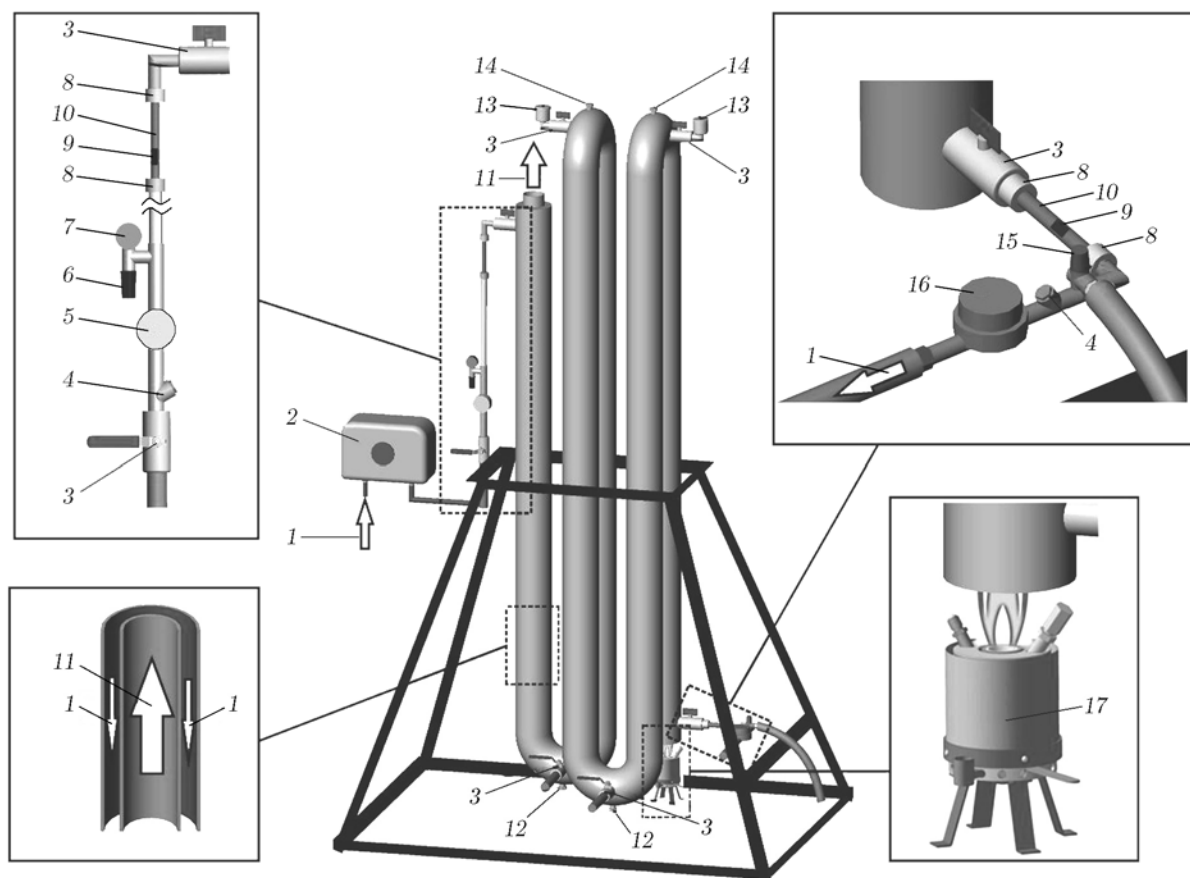


Рис. 4. Схема проточного калориметра:

1 — направление движения теплоносителя, 2 — водонагреватель, 3 — шаровый кран, 4 — фильтр сетчатый, 5 — расходомер, 6 — цифровой датчик давления, 7 — манометр, 8 — фторопластовая терморазвязка, 9 — хромель-алюмелевая термопара, 10 — медная трубка, 11 — направление движения уходящих газов, 12 — пробки для слива конденсата из внутренних труб, 13 — автоматический воздухоотводчик, 14 — патрубки для ввода измерительных зондов во внутренние трубы, 15 — предохранительный клапан, 16 — контрольный расходомер, 17 — горелочное устройство

меняющиеся по мере поступления окислителя из атмосферы.

Теплота продуктов сгорания дизельного топлива в режиме с подачей струи пара (или струи воздуха) определялась по измерениям в проточном калориметре (рис. 4), состоящем из пяти последовательно соединенных секций (общая длина 12 м). Каждая секция включала в себя две коаксиальные стальные трубы (толщина стенок 4 мм). Внутренний канал (диаметром 68 мм) предназначен для потока воздуха и продуктов сгорания, а кольцевой канал (шириной 10 мм) — для подачи теплоносителя (воды). Поток воды и продуктов сгорания направлены в противоположные стороны. В верхних коленах предусмотрены автоматические клапаны для удаления воздушных пробок из кольцевого

канала, а также патрубки к внутреннему каналу для установки датчиков измерительных приборов. В нижних коленах имеются краны для слива теплоносителя и удаления конденсата, образующегося во внутреннем канале при охлаждении продуктов сгорания. Внешняя поверхность секций калориметра теплоизолирована.

Температура воды измерялась на входе (T_1) и выходе (T_2) калориметра с помощью хромель-алюмелевых термопар. Термопары устанавливались на изолированную конденсаторной бумагой поверхность медных трубок, по которым проходит теплоноситель. Измерительные зоны были теплоизолированы от корпуса калориметра фторопластовыми вставками. Объемный расход воды регулировался кра-

ном и регистрировался водосчетчиком с импульсным выходом ВСХд-20 (пределы относительной погрешности 2 %, цена одного импульса 1 л). Для вывода сигналов на компьютер использовался модуль аналого-цифрового преобразователя LTR114. Сбор данных, их визуализация и экспорт проводились в программе LGraph2.

Масса дизельного топлива контролировалась при помощи электронных весов Асом РС-100W-10Н (предел допускаемой погрешности 0.5 г). Объемный расход и температура газов, выходящих из калориметра, определялись с помощью цифрового термометра AV9201 (погрешность измерения скорости 2 %, температуры 0.5 °С) и электронного термометра Termex ЛТ-300 (погрешность 0.05 °С).

Факел горелочного устройства вводился во внутренний канал калориметра после установления постоянной разности температур $T_2 - T_1 < 0.2$ °С. При массовом расходе дизельного топлива $F_f \approx 1$ кг/ч и объемном расходе теплоносителя $G \approx 300$ л/ч разность температур воды на входе и на выходе не превышала 50 °С. Температура уходящих газов отличалась от температуры в помещении не более чем на 2 °С. Регистрация всех параметров проводилась с частотой 5 Гц. Количество тепла, полученного от продуктов сгорания топлива, определялось при установившемся стационарном тепловом режиме в калориметре (см. ниже рис. 5).

Методика эксперимента обеспечивает полный перенос тепла в калориметре от продуктов сгорания к теплоносителю, за исключением тепловых потерь, связанных с избыточной теплотой уходящих газов (за счет того, что их температура отличается от температуры окружающей среды T_a). Продукты сгорания содержат не все тепло, выделяющееся при сгорании топлива, поскольку часть тепла передается в окружающую среду (благодаря теплоотдаче поверхности горелочного устройства). Суммарная оценка потерь тепла для условий эксперимента составляет не более 1.2 % от высшей теплоты сгорания дизельного топлива $q_f \approx 46$ МДж/кг.

Количество тепла Q , полученного от продуктов сгорания в калориметре, определялось как разность тепловой энергии воды на выходе (Q_2) и входе (Q_1) калориметра (в качестве нулевого уровня принята тепловая энергия при

$T = T_a$):

$$Q = \sum_N^{N+N^*} (Q_2)_n - \sum_N^{N+N^*} (Q_1)_n, \quad (1)$$

где $Q_i = \tau G_i (\rho_i c_i T_i - \rho_a c_a T_a)$; T , $\rho(T)$, $c(T)$ — температура (К), плотность и удельная теплоемкость воды; индексы $i = 1, 2$ указывают параметры на входе и выходе калориметра соответственно, индексом a обозначены параметры при температуре окружающей среды T_a , индекс n — порядковый номер измерения; τ — интервал времени между последовательными измерениями, $\tau = 0.2$ с; время определения Q составляет $\tau N^* \approx 1500$ с.

Поскольку до начала измерения величины Q вода в бачке-испарителе была нагрета до температуры кипения при давлении ≈ 5 атм, из значения Q , полученного по формуле (1), отнималось количество тепла, запасенного водой, поступающей в виде пара в зону реакции, $Q_0 = \tau N^* F c \Delta T$, здесь F — средний массовый расход подаваемого водяного пара, ΔT — отличие температуры воды в бачке-испарителе от T_a (для условий эксперимента $T_a = 22.7$ °С, $\Delta T \approx 130$ °С, $F = 0.62$ кг/ч, $Q_0/Q \approx 0.7$ %).

Поскольку T_a больше значения $T_1 = 13.1$ °С, теплоноситель получает дополнительное тепло Q_+ , не связанное с тепловыделением при горении. Эту величину, как и Q_0 , следует вычесть из значения Q , полученного по формуле (1). В отсутствие факела $T_2 - T_1 \approx 0.2$ °С, что дает оценку $Q_+/Q \approx 0.5$ %.

Определялись тепловая мощность $W = (Q - Q_0 - Q_+)/\tau N^*$ и количество тепла, полученного за счет сгорания 1 кг топлива: $q = W/F_f$.

На рис. 5 представлены значения тепловой энергии, переносимой теплоносителем в интервал времени τ между последовательными измерениями на входе (Q_1) $_n$ и выходе (Q_2) $_n$ калориметра. Средняя скорость потока теплоносителя составляет 3.1 см/с (при $G = 300$ л/ч), т. е. теплоноситель находится в калориметре в течение 6.5 мин, что соответствует характерному времени тепловой релаксации калориметра. Видно, что флуктуации Q_2 существенно возрастают в период ввода факела в калориметр (среднеквадратическое отклонение от постоянного среднего значения достигает 0.1 кДж или около 3.7 % в относительном выражении). Нестационарность факела не влияет на эти флуктуации: анализ спектра пульсаций фа-

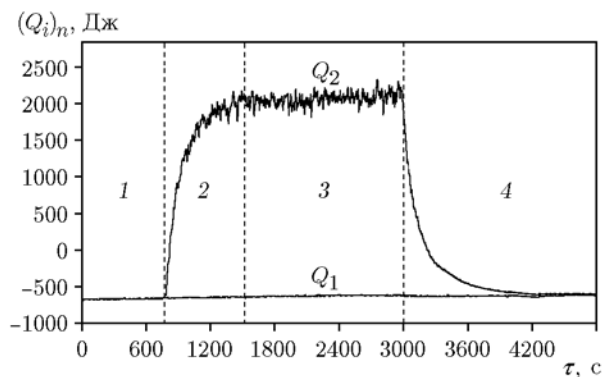


Рис. 5. Тепловая энергия, переносимая теплоносителем за время между последовательными измерениями ($\tau = 0.2$ с) на входе $(Q_1)_n$ и выходе $(Q_2)_n$ калориметра:

1 — период до ввода факела в калориметр, 2 — период установления теплового режима после ввода факела, 3 — период измерения при установившемся тепловом режиме, 4 — период тепловой релаксации после удаления факела

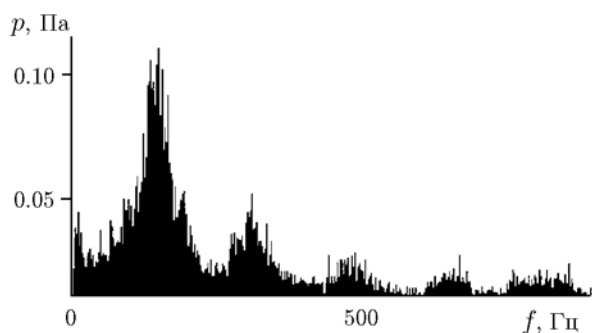


Рис. 6. Характерный спектр пульсаций давления в факеле (измерения на оси факела на расстоянии $12 \div 18$ см от среза горелки)

кела, регистрируемых с помощью анализатора шума Briel & Kjaer (давление $p \leq 103.5$ кПа, частота измерений $4 \div 20\,000$ Гц, чувствительность 54.9 мВ/Па), выявил характерную частоту $f \approx 150$ Гц (рис. 6), которая намного выше частоты измерения параметров теплоносителя (5 Гц) и частоты колебаний Q_2 (менее 0.2 Гц). Указанные отклонения $(Q_2)_n$ от среднего значения не являются следствием случайной погрешности измерений. Их основной причиной служит нестационарный (хаотический) характер переноса тепла в условиях конвективной неустойчивости неоднородно нагретого потока теплоносителя в канале сложной формы. Без ввода тепла в калориметр среднеквадратическое отклонение от постоянного среднего значе-

ния Q_i понижается до уровня 7 Дж. Эти незначительные флуктуации связаны с возможными случайными изменениями параметров потока теплоносителя, а также с совокупной случайной погрешностью контрольно-измерительных приборов. Тем самым относительная случайная погрешность определения Q по формуле (1) не превышает $\pm 0.5\%$, так как $[Q_2 - Q_1]_n \approx 2800 \pm 2 \cdot 7$ Дж. При подготовке к проведению экспериментов были предприняты необходимые меры для исключения возможной систематической инструментальной погрешности. Основная погрешность (до 2%) может быть связана с дискретностью импульсов прибора, регистрирующего расход теплоносителя. Можно сделать вывод, что в целом используемая методика обеспечивает определение значений q и W с относительной погрешностью $\pm 2.5\%$.

Параллельно с калориметрическими измерениями проводились измерения состава уходящих газов. Использовался переносной газоанализатор ТЕСТ-1, предел допускаемой относительной погрешности показаний $\pm 5\%$. Метод измерения концентрации CH_4 и CO_2 — оптико-абсорбционный, O_2 , NO , NO_2 — электрохимический, H_2 — полярографический. Диапазоны измерения объемных концентраций: O_2 до 21% , H_2 до 40% , CO_2 до 30% , CH_4 до 30% , NO до 1000 ppm, NO_2 до 200 ppm. Для измерения концентрации CO использовался газоанализатор «Полар», принцип измерения — электрохимический, диапазон измерения концентрации до 0.5% . Зонд газоанализатора устанавливался во внутренний канал калориметра, измерения проводились в течение 10 мин в период стационарного теплового режима.

В таблице представлены результаты измерения содержания ряда компонентов уходящих газов в режиме сжигания дизельного топлива при $F_f = 1.11$ кг/ч, $F = 0.62$ кг/ч и среднем объемном расходе уходящих газов 15.3 м³/ч. Количество тепла, полученного в калориметре, составило $q = 45.0$ МДж в расчете на 1 кг сгорающего топлива, тепловая мощность $W = 13.9$ кВт. Объемные концентрации H_2 , NO_2 и CH_4 были ниже порога чувствительности используемых датчиков (определяемого величиной погрешности), т. е. составляли менее 0.6% H_2 , 2 ppm NO_2 и 0.05% CH_4 . Вода, образующаяся в продуктах сгорания, в основном конденсируется в калориметре и частично присутствует в составе уходящих газов в виде насы-

Результаты газового анализа состава уходящих газов

| Компонент | Объемная концентрация, % | Масса (г) в расчете на | | |
|-----------------|--------------------------|---------------------------------|-------------------------|--------------------------|
| | | 1 м ³ уходящих газов | 1 кг сгорающего топлива | 1 Мкал полученного тепла |
| CO ₂ | 12.8 | 0.23 · 10 ³ | 3.16 · 10 ³ | 294 |
| CO | 0.001 | 11 · 10 ⁻³ | 0.15 | 0.014 |
| NO | 0.0033 | 40 · 10 ⁻³ | 0.55 | 0.05 |

щенного пара. Массовое содержание углерода в продуктах сгорания, рассчитанное на основе результатов газового анализа, составляет около 0.86 кг на 1 кг топлива и находится в хорошем соответствии с данными проведенного компонентного химического анализа используемого топлива: массовая доля углерода 85.85 %, водорода 13.34 %, кислорода 0.75 %. Содержание токсичных компонентов (CO и NO_x) в уходящих газах значительно ниже уровня предельно допустимых концентраций [15].

По аналогичной методике были проведены измерения параметров процесса сжигания дизельного топлива при подаче в зону горения воздушной струи вместо струи пара. Для этого в зону горения через пустой бачок-испаритель и форсунку подавался сжатый воздух (при давлении 4 атм и температуре T_a), который нагревался, проходя через блоки парогенератора, и на выходе из форсунок имел температуру ≈ 350 °С. Расход топлива в этом режиме был равен расходу топлива в режиме с подачей струи пара. Ротаметром Dwyer RMA-21-SSV задавался объемный расход воздуха 5 л/мин (≈ 1.4 кг/ч), при этом внешний факел визуально соответствовал горению с паром. Уменьшение расхода воздуха приводило к существенному недожогу топлива (продукты содержали значительное количество сажи), а при повышении расхода воздуха горение становилось нестабильным (вероятная причина — понижение температуры в канале горелочного устройства).

Результаты газового анализа показали, что при сжигании дизельного топлива в режиме со струей воздуха количество оксида азота, содержащегося в продуктах сгорания, в 1.8 раза превышает данный показатель в режиме с подачей пара (при одинаковой массе сгорающего топлива). Это различие, по-видимому, обусловлено кинетикой образования «термических» оксидов азота при горении богатых смесей. Характерные для разных режимов особен-

ности неоднородного пространственного распределения температуры смеси и концентрации кислорода в канале горелочного устройства могут быть причиной существенного различия скоростей образования NO. Более неожиданным выглядит различие исследуемых режимов по содержанию CO в уходящих газах: в режиме горения с паровой струей количество CO на 1 кг топлива ниже в 10.4 раза. Возможное объяснение этого эффекта связано с тем, что при подаче пара в канал горелочного устройства поступает большее количество кислорода, находящегося в недостатке, что ускоряет доокисление CO (по сравнению с режимом с воздушной струей). Более полное обоснование причин пониженного содержания токсичных продуктов сгорания в режиме с паровой струей требует детального анализа на основе математического моделирования совокупности физико-химических процессов.

Результаты калориметрических измерений показали, что для режима сжигания с подачей пара полученное значение q с учетом потерь тепла в пределах точности измерений соответствует высшей теплоте сгорания дизельного топлива q_f [16]. Количество полученного тепла в режиме со струей воздуха (43.3 МДж/кг) тоже близко к этой величине (хотя во всех экспериментах оно было ниже, чем в режиме с паровой струей), мощность 13.4 кВт. Это свидетельствует о высокой полноте сгорания топлива в исследуемых режимах.

Сжигание дизельного топлива в автономном горелочном устройстве с подачей струи перегретого водяного пара является перспективным способом, который может найти применение для эффективной, экологически безопасной утилизации жидких углеводородов (в том числе производственных отходов) с получением тепловой энергии. Для данного способа сжигания характерны устойчивое воспламенение, интенсификация горения, высокая пол-

нота сгорания топлива, экономичность, возможность практической реализации в автономных горелочных устройствах различной мощности. Показано, что по сравнению с технологиями, основанными на увеличении расхода воздуха, сжигание жидких углеводородов с подачей струи перегретого водяного пара связано с существенным улучшением экологических показателей. Новые экспериментальные данные могут быть использованы при разработке и верификации физико-математических моделей изучаемого процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Алексеенко С. В., Пащенко С. Э., Саломатов В. В.** Нанокластерное инициирование горения некондиционных углеводородных топлив // Инж.-физ. журн. — 2010. — Т. 83, № 4. — С. 682–693.
2. **Алексеенко С. В., Ануфриев И. С., Вигриянов М. С., Дулин В. М., Копьев Е. П., Шарыпов О. В.** Сажепаровый режим горения жидких углеводородов: распределение скорости в факеле горелки // Теплофизика и аэромеханика. — 2014. — Т. 21, № 3. — С. 411–414.
3. **Пат. РФ 2219435.** Способ бессажного сжигания топлива / Вигриянов М. С., Саломатов В. В., Алексеенко С. В.; ИТ СО РАН. — Зарегистрирован 20.12.2003, приоритет от 11.02.2002.
4. **Пат. РФ 2523591.** Горелочное устройство / Вигриянов М. С., Алексеенко С. В., Ануфриев И. С., Шарыпов О. В.; ИТ СО РАН. — Зарегистрирован 27.05.2014, опублик. 20.07.2014, приоритет от 09.04.2013.
5. **Anufriev I. S., Kopyev E. P., Loboda E. L.** Study of flame characteristics during liquid hydrocarbons combustion with steam gasification // Proc. SPIE. — V. 9292: 20th Intern. Symp. on Atmospheric and Ocean Optics: Atmospheric Physics, 929226. — DOI: 10.1117/12.2086623.
6. **Alekseenko S. V., Anufriev I. S., Bobrova L. N., Dulin V. M., Krasinsky D. V., Salomatov V. V., Sharypov O. V.** Experimental and numerical study of steam-enhanced regime of liquid hydrocarbon fuel combustion in a pilot burner // Proc. of the European Combustion Meeting — 2013, June 25–28, 2013, Lund, Sweden. — Paper P3-72. — ISBN 978-91-637-2151-9.
7. **Jones J. C.** Hydrocarbon Process Safety. — Whittles Publ., 2003.
8. **Higman C., Burgt M., van der.** Gasification. — 2nd ed. — Gulf Professional Publ., 2008.
9. **Liu K., Song Ch., Subramani V.** Hydrogen and Syngas Production and Purification Technologies. — Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2010.
10. **Лавров Н. В., Шурыгин А. П.** Введение в теорию горения и газификации топлива. — М.: Изд-во АН СССР, 1962.
11. **Rezaiyan J., Cheremisinoff N.** Gasification Technologies: A Primer for Engineers and Scientists. — Taylor & Francis, 2005.
12. **Pereira E. G., da Silva J. N., de Oliveira J. L., Machado C. S.** Sustainable energy: A review of gasification technologies // Renewable and Sustainable Energy Rev. — 2012. — V. 16, N 7. — P. 4753–4762.
13. **Рябцев И. И., Волков А. Е.** Производство газа из жидких топлив для синтеза аммиака и спиртов. — М.: Химия, 1968.
14. **Андреев Ф. А., Каргин С. И., Козлов Л. И., Приставко В. Ф.** Технология связанного азота. — М.: Химия, 1974.
15. **ГОСТ 27824-2000.** Горелки промышленные на жидком топливе. Общие технические требования. — М., 2000.
16. **ГОСТ 21261-91.** Нефтепродукты. Метод определения высшей теплоты сгорания и вычисление низшей теплоты сгорания. — М., 1991.

Поступила в редакцию 30/VI 2015 г.